



**PCT**  
WELTORGANISATION FÜR GEISTIGES EIGENTUM  
Internationales Büro  
INTERNATIONALE ANMELDUNG VERÖFFENTLICHT NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE  
INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES PATENTWESENS (PCT)

(51) Internationale Patentklassifikation<sup>6</sup> :

F16D 7/00, B66C 23/84

A1

(11) Internationale Veröffentlichungsnummer: **WO 99/24730**

(43) Internationales  
Veröffentlichungsdatum:

20. Mai 1999 (20.05.99)

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP98/01823

(22) Internationales Anmeldedatum: 27. März 1998 (27.03.98)

(30) Prioritätsdaten:

197 48 881.1 6. November 1997 (06.11.97) DE  
198 09 780.8 6. März 1998 (06.03.98) DE

(71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten ausser US): IMO INDUSTRIE-ANTRIEBSEINHEIT STOLL & RUSS GMBH [DE/DE]; Bechhoferstrasse 22, D-91350 Gremsdorf (DE).

(72) Erfinder; und

(75) Erfinder/Anmelder (nur für US): RUSS, Erich [DE/DE]; Haus Nr. 22, D-91350 Poppenwind (DE).

(74) Anwalt: KÜCHLER, Stefan; Götz, Küchler & Dameron, Färberstrasse 20, D-90402 Nürnberg (DE).

(81) Bestimmungsstaaten: AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BY, CA, CH, CN, CU, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, GB, GE, GH, GM, GW, HU, ID, IL, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MD, MG, MK, MN, MW, MX, NO, NZ, PL, PT, RO, RU, SD, SE, SG, SI, SK, SL, TJ, TM, TR, TT, UA, UG, US, UZ, VN, YU, ZW, ARIPO Patent (GH, GM, KE, LS, MW, SD, SZ, UG, ZW), eurasisches Patent (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), europäisches Patent (AT, BE, CH, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE), OAPI Patent (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Veröffentlicht

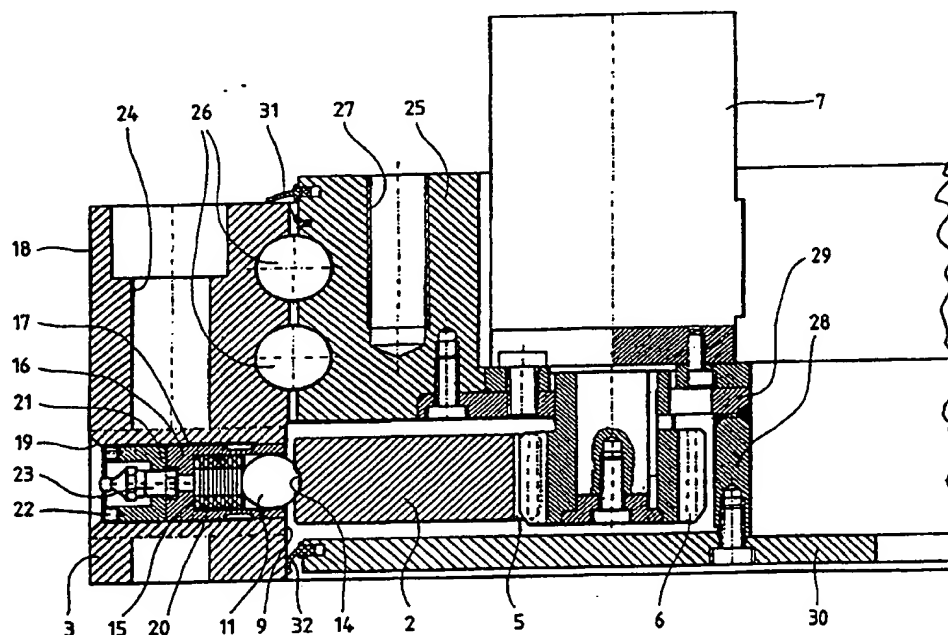
Mit internationalem Recherchenbericht.

(54) Title: ROTATING DRIVE UNIT WITH AN OVERLOAD CUT-OUT

(54) Bezeichnung: DREHANTRIEB MIT ÜBERLASTSICHERUNG

(57) Abstract

The invention relates to an arrangement (42, 63, 89) protected against overload and designed to rotatively couple two concentric connecting members (3, 25; 43, 47; 64, 66; 76, 77). The inventive arrangement comprises a pivot housing (26; 48; 67; 80, 81) between the connecting members for receiving axial and radial loads and tilting moments. This arrangement also comprises a (7; 62) mechanism coupled to the two connecting members and allowing their relative rotation. It can optionally comprise at least one gear member (5, 6; 40, 44; 82, 85) situated upstream and/or downstream from the mechanism. A member (1) placed between the mechanism or the gear and a connecting member cancels the rotational relationship between the mechanism or the gear and the related connecting member, in case of an overload resulting from the rotational torque.



### (57) Zusammenfassung

Vor Überlastung geschützte Anordnung (42, 63, 89) zur verdrehbaren Kopplung zweier konzentrischer Anschlusselemente (3, 25; 43, 47; 64, 66; 76, 77), umfassend eine Drehlagerung (26; 48; 67; 80, 81) zwischen den Anschlusselementen zur Aufnahme von Axial- und Radiallasten und Kippmomenten sowie einen mit beiden Anschlusselementen zu deren Relativverdrehung gekoppelten Antrieb (7; 62), gegebenenfalls ein oder mehrere, dem Antrieb vor und/oder nachgeschaltete Getriebeelemente (5, 6; 40, 44; 82, 85), sowie ein zwischen dem Antrieb oder Getriebe einerseits und einem Anschlusselement andererseits angeordnetes Element (1), das bei drehmomentmässiger Überlastung den Drehschluss zwischen dem Antrieb oder Getriebe einerseits und dem betreffenden Anschlusselement andererseits aufhebt.

### LEDIGLICH ZUR INFORMATION

Codes zur Identifizierung von PCT-Vertragsstaaten auf den Kopfbögen der Schriften, die internationale Anmeldungen gemäss dem PCT veröffentlichen.

AL	Albanien	ES	Spanien	LS	Lesotho	SI	Slowenien
AM	Armenien	FI	Finnland	LT	Litauen	SK	Slowakei
AT	Österreich	FR	Frankreich	LU	Luxemburg	SN	Senegal
AU	Australien	GA	Gabun	LV	Lettland	SZ	Swasiland
AZ	Aserbaidsschan	GB	Vereinigtes Königreich	MC	Monaco	TD	Tschad
BA	Bosnien-Herzegowina	GE	Georgien	MD	Republik Moldau	TG	Togo
BB	Barbados	GH	Ghana	MG	Madagaskar	TJ	Tadschikistan
BE	Belgien	GN	Guinea	MK	Die ehemalige jugoslawische Republik Mazedonien	TM	Turkmenistan
BF	Burkina Faso	GR	Griechenland	ML	Mali	TR	Türkei
BG	Bulgarien	HU	Ungarn	MN	Mongolei	TT	Trinidad und Tobago
BJ	Benin	IE	Irland	MR	Mauritanien	UA	Ukraine
BR	Brasilien	IL	Israel	MW	Malawi	UG	Uganda
BY	Belarus	IS	Island	MX	Mexiko	US	Vereinigte Staaten von Amerika
CA	Kanada	IT	Italien	NE	Niger	UZ	Usbekistan
CF	Zentralafrikanische Republik	JP	Japan	NL	Niederlande	VN	Vietnam
CG	Kongo	KE	Kenia	NO	Norwegen	YU	Jugoslawien
CH	Schweiz	KG	Kirgisistan	NZ	Neuseeland	ZW	Zimbabwe
CI	Côte d'Ivoire	KP	Demokratische Volksrepublik Korea	PL	Polen		
CM	Kamerun	KR	Republik Korea	PT	Portugal		
CN	China	KZ	Kasachstan	RO	Rumänien		
CU	Kuba	LC	St. Lucia	RU	Russische Föderation		
CZ	Tschechische Republik	LI	Liechtenstein	SD	Sudan		
DE	Deutschland	LK	Sri Lanka	SE	Schweden		
DK	Dänemark	LR	Liberia	SG	Singapur		
EE	Estland						

## Drehantrieb mit Überlastsicherung

Die Erfindung richtet sich auf eine vor Überlastung geschützte Anordnung zur verdrehbaren Kopplung zweier konzentrischer Anschlußelemente, umfassend eine  
5 Drehlagerung zwischen den Anschlußelementen zur Aufnahme von Axial- und Radiallasten und Kippmomenten sowie einen mit beiden Anschlußelementen zu deren Relativverdrehung gekoppelten Antrieb, und ein oder mehrere, dem Antrieb vor- und/oder nachgeschaltete Getriebeelemente.

10 Eine derartige Anordnung ist bspw. in dem europäischen Patent 0 631 068 offenbart. Es handelt sich hierbei um ein Schneckengetriebe, dessen Gehäuse auf einem Maschinen- oder Anlagen-Chassis oder -Fundament befestigt werden kann, während das über eine Schnecke motorisch angetriebene Schneckenrad mittels  
15 eines ringförmigen Verbindungsansatzes mit dem relativ dazu verdrehbaren Maschinen- oder Anlagenteil verschraubt wird. Eine derartige Anordnung ist für die Aufnahme und Übertragung großer Lasten, Kräfte und Kippmomente geeignet und wird daher bevorzugt anstelle eines herkömmlichen Drehkranzes an Kränen, Baggern oder auch an Schwerlast-Fahrwerken anderer Vehikel eingesetzt. Es gibt  
20 jedoch über diesen Bereich hinaus Anwendungsfälle, wo derart große Belastungen auf ein solches Drehantriebsteil einwirken, daß dieses trotz massivster Ausführung den auftretenden Belastungen nicht gewachsen ist. Hierbei ist insbesondere zu denken an Bagger-Abbruchzangen, die beim Abbrechen von Betonwänden Verwendung finden. Derartige Zangen sind ähnlich einem Handgelenk um die  
25 Längsachse des Werkzeugs verdrehbar an dem Ausleger des Baggers gelagert, um entsprechend einer abzubrechenden Betonwand ausgerichtet werden zu können. Diese Ausrichtung erfolgt nach dem Augenmaß des Baggerfahrers mehr oder weniger exakt, und die Zange muß sich daher während des Zusammenfahrens der Backen oftmals zusätzlich verdrehen, damit die Backen vollflächig an der  
30 betreffenden Wand anliegen können. Die hierbei auftretenden und von dem Schneckenrad auf die Schnecke übertragenen Kräfte und Drehmomente sind derart hoch, daß nach einer relativ kurzen Betriebsdauer die Verzahnung des Schneckenrades Schaden erleidet und ihre Funktion nicht mehr erfüllen kann.

**BESTÄTIGUNGSKOPIE**

Die gesteigerten Anforderungen, welche an gattungsgemäße Drehantriebe gestellt werden, lassen sich im folgenden Problem zusammenfassen: Ein gattungsgemäßer Drehantrieb ist derart weiterzubilden, daß neben den Axial- und Radiallasten und Kippmomenten von der Lastseite her einwirkende, für den Drehantrieb schädliche Drehmomentüberlastungen von dem Antrieb und insbesondere von einem zwischengeschalteten Getriebe ferngehalten werden.

Zur Lösung dieses Problems sieht die Erfindung ein zwischen dem Antrieb oder Getriebe einerseits und einem Anschlußelement andererseits angeordnetes Element vor, das bei drehmomentmäßiger Überlastung den Drehschluß zwischen dem Antrieb oder Getriebe einerseits und dem betreffenden Anschlußelement andererseits aufhebt. Hierdurch wird eine Art vorübergehender Freilauf geschaffen, das angekoppelte Maschinen- oder Anlagenteil kann der äußeren Belastung nachgeben, bis die Drehmomente wieder auf verträgliche Werte abgesunken sind, und sodann kann gegebenenfalls der Drehschluß wieder hergestellt werden, um eine definierte Positionierung zu ermöglichen. Übertragen auf das eingangs beschriebene Anwendungsbeispiel bedeutet dies, daß die Abbruchzange sich bei dem Anlegen an einer Betonwand selbsttätig verdrehen kann, indem bei entsprechenden Drehmomenten die Überlastsicherung anspricht und den internen Drehantrieb von dem Zangenwerkzeug abkoppelt. Dadurch können auch stark untersetzende Getriebe wie bspw. Schneckengetriebe realisiert werden, die ansonsten - wie eingangs beschrieben - durch unvorhersehbare, lastseitige Drehmomente schnell beschädigt würden. Diese Maßnahme bildet einen zusätzlichen Schutz des Getriebes bei durch unsachgemäßes Arbeiten hervorgerufenen, plötzlichen Stößen auf die Abbruchzange.

Es hat sich als günstig erwiesen, daß die Anschlußelemente als konzentrische Ringe oder Scheiben ausgebildet sind mit kranzförmig angeordneten Befestigungsmitteln, insbesondere Bohrungen. Da die zur Übertragung eines gleichbleibenden Drehmomentes erforderliche Tangentialkraft mit dem Abstand zu der Drehachse abnimmt, trägt ein großer Durchmesser der Anschlußelemente sowie ein großer Abstand der kranzförmig angeordneten Befestigungsmittel zu der betreffenden Rotationsachse zur Reduzierung der Tangentialkräfte und damit zur

Werkstoffentlastung bei. Außerdem können in einem relativen großen Abstand zu der Rotationsachse eine Vielzahl von Befestigungsmitteln vorgesehen sein.

Die erfindungsgemäße Konstruktion erfährt eine vorteilhafte Weiterbildung dadurch, daß der Radius der Drehlagerung etwa dem Radius der Anschlußelemente entspricht. In Fortführung dieses Erfindungsgedankens ist vorgesehen, daß die Drehlagerung mit einem oder mehreren Vierpunkt- und/oder Schrägwälzlager(n) mit einer dem Umfang der Drehlagerung entsprechenden, maximalen Anzahl von Wälzelementen ausgebildet ist. Auch diese Maßnahme trägt dazu bei, von äußeren Kippmomenten herrührende Belastungen aufzunehmen und dadurch von der Getriebeeinheit fern zu halten.

Der Antrieb der erfindungsgemäßen Drehanordnung kann als hydraulisch-mechanischer oder als elektrisch-mechanischer Energiewandler ausgebildet sein. Während sich die erstere Ausführungsform insbesondere auf Fahrzeugen und mobilen Geräten wie bspw. der eingangs erwähnten Betonabbruchzange bewährt haben, ist mit letzterer Anordnung die Möglichkeit geschaffen, bei ortsfesten Maschinen die benötigte Energie aus dem Stromversorgungsnetz zu entnehmen.

Als weitere Maßnahme zur Absicherung der erfindungsgemäßen Drehanordnung vor Überlastungen kann zwischen dem Antriebs-Energiewandler und dessen Energiequelle ein Energiestöße abhaltendes Element, insbesondere ein Schockventil angeordnet sein. Unvorhergesehene Drehmomentstöße können insbesondere bei hydraulischen Antriebseinheiten auch aus plötzlichen Schwankungen des Hydraulikdruckes resultieren, wie sie durch den plötzlichen Stillstand anderer, parallel betriebener Maschineneinheiten hervorgerufen werden können. Ein derartiges Schockventil kann mit einem Druckminderventil zur Anpassung an einen höheren Betriebsdruck kombiniert sein.

Im Hinblick auf die bevorzugt ringförmig ausgebildeten Anschlußelemente sieht die Erfindung weiterhin vor, daß das Getriebe ebenfalls ein ringförmiges Element mit einer Verzahnung aufweist. Hierdurch ist eine mechanische Kompatibilität zwischen diesen Elementen geschaffen, die es erlaubt, die gesamte Anordnung gegebenenfalls ringförmig auszubilden, um entlang der Rotationsachse einen

Durchgang bspw. für das Durchführen von Kabeln od. dgl. zu schaffen. Der Zahnkranz bildet bevorzugt die Schnittstelle zu der Antriebseinheit, die zu diesem Zweck mit einem oder mehreren Ritzeln und/oder Schnecken versehen sein kann, welche dem kämmenden Drehschluß mit dem Zahnkranz dienen.

5

Bei der weiteren Ausgestaltung der Drehmoment-Überlastsicherung ist eine besondere Nebenbedingung eine hohe Auslösesicherheit und -präzision, da bereits eine einzige, auf das Getriebe durchschlagende Drehmomentüberlastung zu einem Zahnbruch und damit zu dem vollständigen Defekt der Drehanordnung führen kann.

10

Aus diesem Grund sieht die Erfindung vor, daß die Überlastsicherung zwei Rotationsteile umfaßt mit jeweils einer von zwei aneinandergrenzenden oder geringfügig voneinander beabstandeten Rotationsflächen, die jeweils eine oder mehrere, entlang ihrem Umfang verteilt angeordnete, miteinander korrespondierende Vertiefungen aufweisen, wobei pro Vertiefungspaar jeweils ein etwa lotrecht zu den

15

betreffenden Rotationsflächen verschiebbares Verriegelungselement vorgesehen ist, das durch ein Federelement in eine verriegelnde Position gedrückt wird.

20

Die erfindungsgemäße Überlastsicherung verwendet anstelle eines Reibschlusses für die starre Kopplung der beiden Achsen im unteren Drehmomentbereich eine formschlüssige Verriegelung, die ausschließlich durch vollständiges Zurückschieben sämtlicher Verriegelungselemente in eines der beiden Rotationsteile voneinander gelöst wird. Hierzu ist die Überwindung der Federkräfte erforderlich, was durch ein ansteigendes Drehmoment bewirkt wird. Ist eine derartige Verriegelung sodann aufgehoben, können die beiden Teile der Überlastsicherung im Gegensatz zu einer

25

herkömmlichen Rutschkupplung nahezu reibungsfrei gegeneinander verdreht werden, so daß die Überlastsicherung sich nicht erhitzt und ihre Eigenschaften auch bei häufigem Schalten nicht verändert werden. Die Schaltschwelle kann daher ziemlich exakt auf einen gewünschten Wert eingestellt werden und bleibt sodann auch bei häufigem Schalten und im Idealfall über die gesamte Lebensdauer der

30

betreffenden Anordnung hinweg konstant, so daß eine exakte Rechengröße für die Anlagenkonstruktion und -dimensionierung zur Verfügung steht.

Es hat sich als günstig erwiesen, daß das Verriegelungselement an seiner der Druckfeder gegenüberliegenden Vorderseite eine in Umfangsrichtung der

Überlastsicherung konvex gewölbte und/oder abgeschrägte Fläche aufweist. Dies stellt eine konstruktiv wenig aufwendige Maßnahme dar, um das zu übertragende Drehmoment gegen die Kräfte der an den Verriegelungselementen vorgesehenen Federelemente arbeiten zu lassen. Denn an einer derartig konvex gewölbten oder abgeschrägten Fläche kann von der zur Drehmomentübertragung in tangentialer Richtung einwirkenden Antriebskraft eine radiale Komponente abgespalten werden, die dem Federdruck entgegenwirkt. Andererseits ist die Auslenkung der Feder und damit des Verriegelungselements nach dem Hookeschen Gesetz mit der auf die Feder einwirkenden Kraft verknüpft. Diese physikalischen Zusammenhänge unterliegen keiner verschleißbedingten Alterung, so daß bspw. durch die Wahl der Federkonstante und/oder durch die Geometrie der konvex gewölbten oder abgeschrägten Fläche der Schwellwert für das Auskuppeln in den Freilauf exakt und dauerhaft vorgegeben werden kann.

In Weiterbildung dieses Konstruktionsgedankens ist erfindungsgemäß vorgesehen, daß die Vorderseite des Verriegelungselements etwa kalottenförmig ausgestaltet und/oder durch ein Wälzelement gebildet ist. Diese Geometrie des Verriegelungselements gewährleistet ein sanftes Ausheben desselben aus der betreffenden Einsenkung des gegenüberliegenden Rotationsteils.

In Ergänzung der vorangehenden Konstruktionsvorschriften ist fernerhin vorgesehen, daß die dem Federelement gegenüberliegende Vertiefung etwa die Gestalt einer konkaven oder kegeligen Einsenkung aufweist. Durch eine derartige Gestaltung kann im unteren Drehmomentbereich ein maximaler Formschluß erzielt werden.

Indem die Verriegelungskugeln und die diese teilweise aufnehmenden Einsenkungen in einer axialen Ebene etwa identische Krümmungsradien aufweisen, kann den Verriegelungskugeln gleichzeitig die axiale Führung eines der beiden Getriebeelemente übertragen werden.

Wenn andererseits der Krümmungsradius der konkaven Einsenkung in Umfangsrichtung der betreffenden Rotationsfläche etwa zwei bis zehnmal, vorzugsweise etwa vier bis sechsmal so groß ist wie der Krümmungsradius eines

Kugelelements, so läßt sich eine geringfügige Nachgiebigkeit realisieren, die dazu führt, daß bei erhöhten Drehmomenten, jedoch unterhalb der Auslöseschwelle eine geringfügige Relativverdrehung möglich ist, ohne jedoch den Drehschluß bereits vollständig aufzuheben.

5 Die Erfindung sieht weiterhin vor, daß die Rotationsfläche(n) entlang von kegel- oder zylindermantelförmigen oder -stirnseitigen Flächen verlaufen. Während durch Anordnung der Einsenkungen und Verriegelungselemente in etwa zylindermantelförmig verlaufenden Flächen eine maximal flache Bauform der  
10 Kupplung erzeugt werden kann, indem die betreffenden Rotationsteile ringförmig ineinandergefügt sind, läßt sich mit einer Anordnung, bei der die betreffenden Rotationsflächen als entlang der Drehachse nebeneinander angeordnete Scheiben ausgebildet sind, eine vollständige Entkopplung der für die Umschaltung in den Freilauf zur Überwindung der Federkräfte notwendigen Tangentialkraft bzw. des  
15 zugeordneten Drehmoments von drehzahlbedingten Fliehkräften erreichen.

Besondere Vorteile ergeben sich, wenn die Ausnehmungen in dem die Druckfedern aufnehmenden Teil der Überlastsicherung bis zu dessen der Rotationsfläche des anderen Teils gegenüberliegenden Berandungsfläche durchgehend ausgebildet  
20 sind. Solchenfalls ist es möglich, Verriegelungselement samt Druckfeder nach dem Zusammenbau der beiden, gegeneinander verdrehbaren Teile von der zugänglichen Seite her einzusetzen und zu justieren.

Bevorzugt ist das Federelement aus einer oder mehreren Tellerfedern gebildet.  
25 Derartige Tellerfedern sind sehr flache Bauelemente, die eine sehr steife Federcharakteristik aufweisen, d.h., bereits bei geringsten Auslenkungen, insbesondere Stauchungen können sehr hohe Federkräfte erzeugt werden. Diese Tatsache ist für die erfindungsgemäße Konstruktion, wo das Verriegelungselement nur um wenige Millimeter oder gar nur Bruchteile derselben ausgelenkt werden muß,  
30 um aus der Einsenkung in der gegenüberliegenden Rotationsfläche ausgehoben zu werden, von großer Bedeutung.

Weitere Vorteile lassen sich dadurch erzielen, daß in die das Federelement aufnehmende Ausnehmung eine Buchse eingesetzt ist, in der das Verriegelungs-



und/oder das Federelement gehalten ist. Diese Maßnahme begünstigt ebenfalls den Zusammenbau der erfindungsgemäßen Drehanordnung, indem somit das vorzugsweise kugelförmige Verriegelungselement und das Federelement vor dem Einbau innerhalb einer Buchse zu einer Baueinheit zusammengesetzt werden kann.

5

Bevorzugt wird die Buchse in ein Innengewinde der Ausnehmung eingeschraubt. Da die Buchse vorzugsweise auch eine rückwärtige Anlagefläche aufweist, welche den Gegendruck des Federelements auffängt, kann durch eine derartige Schraubverstellung die Länge des Federelements und damit dessen Druckkraft eingestellt werden. Die rückwärtige Seite der Buchse kann zu diesem Zweck ein

10 Profil zum Ansetzen eines Drehwerkzeugs aufweisen.

15

Zusätzliche Vorteile lassen sich durch ein die Buchse konterndes Element erzielen, das von der zugänglichen Seite her an dieselbe angesetzt ist. Hiermit gelingt es, die durch die Drehstellung der Buchse vorgegebene Position derselben und damit die eingestellte Feder-Druckkraft und der Drehmoment-Schwellwert unempfindlich gegen mechanische Erschütterungen od. dgl. zu fixieren.

20

Die Erfindung zeichnet sich bevorzugt aus durch einen von der zugänglichen Seite her, insbesondere durch oder in das Konterelement eingesetzten Schmiernippel. Derartige Schmiernippel dienen der Schmierung der Verriegelungselemente, so daß diese nahezu reibungsfrei an der gegenüberliegenden Rotationsfläche entlanglaufen können. Damit das Fett von den Schmiernippeln problemlos zu den vorderen Verriegelungselementen gelangen kann, sollte das Federelement eine konzentrische

25 Ausnehmung aufweisen, was bspw. durch etwa ringförmige Tellerfedern realisiert werden kann. Diese Ausführungsform erlaubt eine Weiterbildung dahingehend, daß rotationssymmetrische, insbesondere kugelförmigen Verriegelungselemente in gelöstem, freilaufenden Zustand auf der gegenüberliegenden Rotationsfläche abrollen können.

30

Zur Verbesserung der Lauffunktion der als Wälzelemente dienenden Verriegelungselemente sieht die Erfindung eine rillenartige Lauffläche für die Wälzelemente in derjenigen Rotationsfläche vor, welche den die Federn aufnehmenden Ausnehmungen gegenüberliegt. Eine derartige Lauffläche kann

bspw. etwa einen kreisbogenförmigen Querschnitt aufweisen, dessen Tiefe jedoch geringer ist als die Tiefe der die Kugeln aufnehmenden Einsenkungen. Sie dient vor allem dazu, die Kugeln in deren ausgehobener Position exakt bis zu der nächsten Einsenkung zu führen, so daß bei zwischenzeitlicher Reduzierung des Drehmomentes die Kugeln wieder in diese einrasten und dadurch die Überlastsicherung das nun reduzierte Drehmoment wieder übertragen kann. Der Übergang von der Laufrille in eine Einsenkung kann sanft bzw. fließend erfolgen.

Eine weitere Vereinfachung der Anordnung ist dadurch möglich, daß ein Rotationssteil der Überlastsicherung, vorzugsweise dasjenige, welches die Druckfedern aufnimmt, als mit einem Anlagenteil zu verschraubendes Anschlußsteil ausgebildet ist. Da dieses Teil als Anschlußelement eine zusätzliche Stützfunktion zu erfüllen hat, so muß es einerseits besonders stabil ausgeführt und andererseits auch stabil gelagert sein. Aufgrund des daraus resultierenden Bauvolumens ist dieses Teil bevorzugt zur Aufnahme der Druckfedern geeignet.

Schließlich entspricht es der Lehre der Erfindung, daß eine radial innen oder außen liegende Fläche des anderen Rotationsteils der Überlastsicherung mit einem Zahnkranz als Teil des Getriebeelements ausgebildet ist. Indem dieses Teil nicht direkt mit einer Antriebswelle verschraubt wird, sondern vorzugsweise über einen Zahnkranz angetrieben ist, erhält es einen zusätzlichen, geringfügigen Freiheitsgrad der Bewegung, der es den Verriegelungskugeln erlaubt, während der Freilaufphase über die Laufrille für eine ausreichende Führung des betreffenden Rotationssteils zu sorgen.

Weitere Merkmale, Einzelheiten, Vorteile und Wirkungen auf der Basis der Erfindung ergeben sich aus der folgenden Beschreibung bevorzugter Ausführungsformen der Erfindung sowie anhand der Zeichnung. Diese zeigt in:

Fig. 1 einen quer zu der Antriebs- und Abtriebsachse verlaufenden Schnitt durch die gegeneinander verdrehbaren Teile der Überlastsicherung eines erfindungsgemäßen Drehantriebs;

Fig. 2 eine vergrößerte Darstellung des Details II aus Figur 1;

Fig. 3 einen Schnitt durch die Figur 1 entlang der Linie III - III, wobei zusätzlich die Antriebseinheit wiedergegeben ist;

Fig. 4 eine der Figur 3 entsprechende Darstellung einer anderen Ausführungsform der Erfindung;

Fig. 5 eine der Figur 3 entsprechende Darstellung einer wiederum abgewandelten Ausführungsform der Erfindung; sowie

Fig. 6 eine Schneckengetriebe-Ausführungsform in einer Darstellung ähnlich der Figur 4.

In Figur 1 sind mit dem Bezugszeichen 1 die aktiven Teile der Überlastsicherung eines erfindungsgemäßen Drehantriebs versehen, welche bei der dargestellten Ausführung die Form zweier konzentrischer Ringe 2, 3 aufweisen. Der gemeinsame Mittelpunkt dieser beiden Ringe 2, 3 ist in Figur 1 mit 4 bezeichnet.

Wie Figur 3 erkennen läßt, weist der innere Ring 2 einen etwa rechteckförmigen Querschnitt auf, an dessen Innenseite eine Verzahnung 5 als Teil des Getriebeelements vorgesehen ist. Dieser dient zum kämmenden Eingriff mit einem Ritzel 6, das von einem Hydraulikmotor 7 angetrieben wird. Der äußere Umfang des inneren Rings 2 dient als eine erste Rotationsfläche 8 der Überlastsicherung 1, die mit einer zweiten, innenliegenden Rotationsfläche 9 des äußeren Ringes 3 korrespondiert. Zwischen den beiden Rotationsflächen 8, 9 befindet sich ein Luftspalt 10, der je nach Ausführungsform auch relativ gering sein kann. Sie werden auf Abstand gehalten durch Kugeln 11, die in äquidistanten Abständen über den Umfang verteilt in Ausnehmungen 12 des äußeren Rings 3 gehalten sind und in einer Laufrille 13 in der peripheren Rotationsfläche 8 des inneren Rings 2 abrollen.

Die Laufrille 13 hat zu diesem Zweck einen etwa kreisbogenförmigen Querschnitt, wie die Figur 3 zeigt. In äquidistanten Abständen, welche den Abständen zwischen den Kugeln 11 in dem äußeren Ring 3 entsprechen, sind im Bereich der Rille 13

zusätzliche Einsenkungen 14 vorgesehen, in welche je eine Kugel 11 unter dem Einfluß je eines radial außerhalb der betreffenden Kugel 11 angeordneten Federelements 15 hineingedrückt wird.

5 Je eine Kugel 11 und ein Federelement 15 ist innerhalb einer Buchse 16 zu einer Baueinheit integriert, die in eine radiale Ausnehmung 17 des äußeren Rings 3 eingesetzt wird. Jede radiale Ausnehmung 17 hat einen kreisrunden Querschnitt und durchsetzt den äußeren Ring 3 von dessen innenliegender Rotationsfläche 9 bis zu dessen peripherer Berandungsfläche 18 und ist an der dortigen Mündung mit einer  
10 Anfasung 19 versehen. Die Ausnehmung 17 weist ein Innengewinde auf, in welches die Buchse 16 dank eines dazu komplementären Außengewindes einschraubbar ist.

Wie Figur 2 zu entnehmen ist, hat die Buchse 16 eine etwa topfförmige Gestalt, mit einem etwa gleichbleibenden, kreisförmigen Innenquerschnitt, dessen Durchmesser  
15 etwa dem Durchmesser der Kugel 11 entspricht. Als Federelement 15 dient ein Stapel von aufeinandergeschichteten Tellerfedern 20, deren Durchmesser etwa ebenfalls dem Innenquerschnitt der Buchse 16 entspricht. Tellerfedern haben den großen Vorteil, daß sie bereits bei kleinster Verformung hohe Druckkräfte ausüben können. Die Tellerfedern 20 haben eine ringförmige Gestalt, so daß sich für die  
20 Kugel 11 eine etwa kreisförmige Anlagefläche ergibt.

Zur Fixierung der Position der Buchse 16 dient ein ebenfalls mit Außengewinde versehenes Konterelement 21, das wie auch zuvor die Buchse 16 nach dem Zusammenbau der beiden Ringe 2, 3 von der äußeren Berandungsfläche 18 her in  
25 die Ausnehmung 17 eingeschraubt wird und sodann die Buchse in der gewünschten Position festspannt. Auch das Konterelement 21 hat etwa die Form eines Topfes, es wird in die Ausnehmung 17 jedoch im Gegensatz zu der Buchse 16 mit seinem Boden voran eingeschraubt, so daß im fertigen Zustand die beiden Böden der Buchse 16 wie auch des Konterelements 21 planparallel aneinander anliegen. In  
30 dem peripheren Umfang des Konterelements 21 befinden sich Einsenkungen 22 zum Ansetzen eines Drehwerkzeugs. Die Böden sowohl der Buchse 16 wie auch des Konterelements 21 sind mit einer coaxialen Ausnehmung versehen, wovon die Ausnehmung im Konterelement 21 ein Innengewinde aufweist. In dieses Innengewinde wird ein Schmiernippel 23 eingeschraubt, bis dessen Vorderfläche

dichtend an einer Schulter in der bodenseitigen Ausnehmung der Buchse 16 anliegt. Von diesem Schmiernippel wird Fett durch die Bohrung in dem Boden der Buchse 16 und durch die Ausnehmungen der Tellerfedern 20 bis zu der Kugel 11 gedrückt, die durch diese Schmierung nahezu reibungsfrei innerhalb der Laufrille 13 und der Buchse 16 abrollen kann. Hierdurch ist ein Verschleiß der Kugel 11 während der Freilaufphase nahezu ausgeschlossen.

Figur 3 ist zu entnehmen, daß der äußere Ring 3 zu der Drehachse 4 parallele, vorzugsweise mit Gewinde versehene Bohrungen zum Einstecken oder Einschrauben von Befestigungsschrauben aufweist, womit an dem Ring 3 eine Anschlußmöglichkeit für rotierbare Anlagenteile geschaffen ist. Damit derartige Anlagenteile auch von dem Ring 3 getragen und die dabei auftretenden axialen und radialen Kräfte und Kippmomente von dem Getriebe 5, 6 ferngehalten werden, ist der Ring 3 zusätzlich an einem Ringflansch 25 drehgelagert, welcher das zweite Anschlußelement darstellt. Die Lagerungsfunktion wird in dem dargestellten Beispiel von kugelförmigen Wälzelementen 26 übernommen, die nach dem Prinzip eines Kugellagers für eine Drehbewegungsmöglichkeit des ringförmigen, ersten Anschlußelements 3 gegenüber dem zweiten Anschlußelement des Drehantriebs 25 Sorge tragen, andererseits radialen, axialen oder auch Kippkräften einen ausreichenden Widerstand entgegensetzen. Der Ringflansch 25 kann - gegebenenfalls innerhalb eines Gehäuses - mittels Schrauben an einem Chassis oder Anlagenteil festgelegt sein, die in dafür vorgesehene Gewindeausnehmungen 27 eingeschraubt werden können.

Der Innenbereich des Drehantriebs wird durch einen rundumlaufenden Zylindermantel 28 und eine den Zahnkranz 5 und das Ritzel 6 abdeckende Kreistringscheibe 29 einerseits sowie eine unterhalb des Ritzels 6 angeordnete Kreis- oder Kreistringscheibe 30 andererseits abgeschlossen und dadurch vor Umwelteinflüssen geschützt. Das Eindringen von Staub in den empfindlichen Innenbereich der Überlastsicherung wird durch den Luftspalt zwischen den beiden Rotationsflächen 8, 9 bzw. den Wälzlagerbereich 26 abdeckende, elastische Dichtungslippen 31, 32 vermieden.

Die Ausführungsform 42 gemäß Figur 4 unterscheidet sich von der vorangehend beschriebenen vor allem dadurch, daß hier der mit dem Zahnkranz 40 versehene Ring 41 des Drehantriebs 42 einen größeren Durchmesser aufweist als der komplementäre Ring 43 und außerhalb desselben angeordnet ist. Bei dieser Anordnung befindet sich auch das Ritzel 44, welches von einem Motor 62 angetrieben wird, außerhalb der beiden Ringe 41, 43. Das ringförmige Anschlußelement 43 unterscheidet sich von dem Ring 3 der ersten Ausführungsform vor allem dadurch, daß nun die Kugeln 45 radial außerhalb der Federelemente 46 angeordnet sind. Die weiteren Elemente der Drehanordnung (42) wie an dem zweiten Anschlußelement 47 geführte Kugeln 48 zur Aufnahme von axialen und radialen Kräften sowie Kippmomenten, dieselben staubdicht abschließende Dichtungslippen 49 sowie Ausnehmungen 50 in dem Ring 43 zum Hindurchstecken oder Eindrehen von Befestigungsschrauben sowie Gewindebohrungen 51 in dem zweiten Anschlußelement 47, welches sich innerhalb des Ringes 43 befindet, entsprechen der Anordnung gemäß den Figuren 1 bis 3.

Neben der Anordnung des Ritzels 44 und des Antriebsmotors 62 außerhalb des Rings 41 der Überlastsicherung ist eine weitere Besonderheit bei dieser Ausführungsform, daß die Kugeln 45 nicht in Buchsen eingesetzt sind, sondern direkt in je eine gewindelose Bohrung des inneren Ringes/Anschlußelements 43. Radial innerhalb der Kugeln 45 befinden sich jeweils die aufeinandergestapelten Tellerfedern 46, die auf je einer Platte 52 abgestützt werden. Die Platten 52 wiederum werden in ihrer Position durch die vorderen Stirnflächen von Schrauben 53 gehalten, welche in radiale Gewindebohrungen eingeschraubt sind, die mit der Längsachse der die betreffende Kugel aufnehmenden Ausnehmung 54 fluchten.

Wie auch bei der vorhergehenden Ausführungsform, so können bei dieser Ausführungsform mehrere Motoren 7, 62 in äquidistanten Abständen an dem Umfang des Ringes 2 bzw. 41 verteilt angeordnet sein. Insbesondere durch diametral einander gegenüberliegend angeordnete Motoren 7, 62 und mit diesen verbundenen Ritzeln 6, 44 wird die Führung 11, 45 des mit einem Zahnkranz 5, 40 versehenen Ringes 2, 41 entlastet. Vorzugsweise sind die Motoren 7, 62 als Hydraulikmotoren ausgebildet mit einem Zulaufanschluß 57 und einem Ablaufanschluß 58 für das Hydrauliköl. Um bei dieser Ausführungsform den inneren

Bereich des Drehantriebs vor Umwelteinflüssen zu schützen, ist jeder Motor 62 von dem Gehäuse der Anordnung umgeben.

Die Ausführungsform 63 des erfindungsgemäßen Drehantriebs nach Figur 5 stellt eine Weiterbildung der ersten Ausführungsform dar. Man erkennt hier, daß die prinzipielle Anordnung des ersten Anschlußelements 64 weitgehend dem betreffenden Element 3 nach Figur 3 entspricht, der dortige Ring 2 findet in Figur 5 sein Pendant bei dem mit einem Zahnkranz 5 versehenen Ring 65, der wie bei der Anordnung nach Figur 3 mit einem Ritzel 6 kämmt. Dieses wird durch einen oder mehrere Hydraulikmotoren 7 angetrieben.

Ein erster Unterschied dieser Anordnung gegenüber dem Drehantrieb nach Figur 3 besteht darin, daß hier das zweite Anschlußelement 66 radial außerhalb des ersten Anschlußelements 64 angeordnet ist und über ein Vierpunktkugellager 67 an demselben um die Achse 4 drehbar, ansonsten jedoch unverrückbar an diesem festgelegt ist. Das Motorgehäuse 68 ist an einer ringförmigen Abdeckung 69 des Drehantriebs befestigt, welche durch gemeinsame Verschraubung mit dem äußeren Anschlußelement 66 an diesem fixiert wird.

Da nun die Außenseite des ersten Anschlußelements 64 von dem zweiten Anschlußelement 66 und der gegenseitigen Lagerung 67 verdeckt wird und daher nicht mehr zugänglich ist, können die zur Aufnahme der Verriegelungselemente 70 dienenden Ausnehmungen 71 nicht bis zu der Außenseite des Anschlußelements 64 durchgehend ausgeführt sein. Deshalb ist hier in dem Anschlußelement 64 im Fußbereich der als radiale Gewindesacklöcher ausgebildeten Ausnehmungen 71 je eine zur Symmetrieachse 4 parallele, axiale Bohrung 72 vorhanden, in welche zwecks Konterung einer in die betreffende Ausnehmung 71 eingesetzten, das Verriegelungselement 70 aufnehmenden Buchse 73 ein Bolzen 74 eingeschraubt werden kann. Indem die jeweils innenliegenden und dadurch aufeinandertreffenden Stirnflächen 75 der Buchse 73 einerseits sowie des Bolzens 74 andererseits kegelig ausgebildet sind, ergibt sich hier ein etwa linienförmiger Berührungsbereich, der sowohl gegenüber der Längsachse der Buchse 73 wie auch gegenüber der Längsachse des Bolzens 74 geneigt und daher in der Lage ist, die axialen Kräfte des Bolzens 74 in die radiale Richtung der Buchse 73 umzulenken.

Diese Ausführungsform erlaubt es, die Drehlagerung 67 etwa auf derselben Ebene anzuordnen wie die Buchse 73, so daß sich eine besonders niedrige Bauhöhe erzielen läßt.

5

Eine prinzipiell von den vorangehenden Ausführungsformen stärker abweichende Konstruktion ist in Figur 6 dargestellt. Auch hier ist die Drehachse der Anordnung relativ weit rechts zu denken. Bei dem Drehantrieb 89 sind ebenfalls zwei konzentrische Anschlußelemente 76, 77 vorhanden, wobei der äußere Anschluß an dem äußeren Element 76 an kranzförmig über dessen Umfang verteilt angeordneten, zur Drehachse parallelen Gewindesacklöchern 78 erfolgen kann, während die betreffenden, der Befestigung an dem jeweils anderen Maschinen- bzw. Chassisteil dienenden Gewindebohrungen 79 an der gegenüberliegenden Stirnseite des innenliegenden Anschlußrings 77 ebenfalls kranzförmig verteilt angeordnet sind.

10

15

Zur Aufnahme von axialen und radialen Kräften sowie von Kippmomenten sind zwischen den beiden Anschlußelementen 76, 77 in axialer Richtung versetzt zwei Schrägrollenlager 80, 81 vorgesehen, deren Rollachsen etwa um 90° gegeneinander geneigt sind.

20

Der innenliegende Anschlußring 77 ist mit einem weiteren, außen verzahnten Ring 82 gekoppelt, der in einer etwa mittig zwischen den beiden Schrägrollenlagern 80, 81 rundumlaufenden, nutförmigen Vertiefung aufgenommen ist und über ein erfindungsgemäßes Verriegelungselement 83 vor drehmomentmäßiger Überlastung geschützt mit dem innenliegenden Ring 77 begrenzt drehschlüssig verbunden ist.

25

Der Zahnkranz 82 ist somit in der Lage, Drehmomente unterhalb eines Drehmomentschwellwertes auf den innenliegenden Ring 77 zu übertragen, bei einer Überlastung wird die Kopplung jedoch aufgehoben, indem die über den Umfang verteilt angeordneten Verriegelungselemente 83 aus Vertiefungen des Ringes 82 entgegen dem Druck von radial innerhalb der kugelförmigen Verriegelungselemente

30

83 angeordneten Tellerfedern 84 herausgedrückt werden und dadurch der Formschluß aufgehoben wird.

Selbst bei lastseitig an dem Anschlußring 77 angreifenden Drehmomenten kann der Getriebe-Zahnkranz 82 infolge der erfindungsgemäßen Überlastsicherung über eine



oder mehrere, tangential verlaufende Schnecken 85 angetrieben werden, so daß in Verlängerung der betreffenden Schnecken 85 an dem gleichzeitig als Gehäuse dienenden, größeren Anschlußelement 76 insbesondere hydraulisch angetriebene Motoren mit vergleichsweise niedriger Leistung angeflanscht werden können. Durch die hohe Untersetzung des Schneckengetriebes 85, 82 können damit relativ große Drehmomente erzeugt werden, ohne daß andererseits von außen einwirkende, hohe Drehmomente zu einer Beschädigung des Zahnkranzes 82 führen können.

Ein großer Vorteil dieser Anordnung ist, daß das innere Anschlußelement 77 eine zentrale Ausnehmung aufweist, so daß die Buchsen 86 zwecks Einstellung der Druckkraft, Überprüfung und/oder Nachstellung der Schmierung zugänglich sind. Bei dieser Ausführungsform werden die Buchsen 86 durch außen aufgesetzte Gewinderinge 87 od. dgl. gekontert, welche sich gegen die radial innenliegende Oberfläche 88 des inneren Anschlußelements 77 abstützen.

## PATENTANSPRÜCHE

1. Vor Überlastung geschützte Anordnung (42; 63; 89) zur verdrehbaren  
5 Kopplung zweier konzentrischer Anschlußelemente (3, 25; 43, 47; 64, 66; 76, 77), umfassend eine Drehlagerung (26; 48; 67; 80, 81) zwischen den Anschlußelementen (3, 25; 43, 47; 64, 66; 76, 77) zur Aufnahme von Axial- und Radiallasten und Kippmomenten sowie einen mit beiden Anschlußelementen (3, 25; 43, 47; 64, 66; 76, 77) zu deren Relativverdrehung  
10 gekoppelten Antrieb (7; 62), ein oder mehrere, dem Antrieb (7; 62) vor und/oder nachgeschaltete Getriebeelemente (5, 6; 40, 44; 82, 85), gekennzeichnet durch ein zwischen dem Antrieb (7; 62) oder Getriebe (5, 6; 40, 44; 82, 85) einerseits und einem Anschlußelement (3, 25; 43, 47; 64, 66; 76, 77) andererseits angeordnetes Element (1), das bei drehmomentmäßiger  
15 Überlastung den Drehschluß zwischen dem Antrieb (7; 62) oder Getriebe (5, 6; 40, 44; 82, 85) einerseits und dem betreffenden Anschlußelement (3, 25; 43, 47; 64, 66; 76, 77) andererseits aufhebt.
2. Anordnung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die  
20 Anschlußelemente (3, 25; 43, 47; 64, 66; 76, 77) als konzentrische Ringe oder Scheiben ausgebildet sind mit kranzförmig angeordneten Befestigungsmitteln, insbesondere Bohrungen (24, 27).
3. Anordnung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Radius  
25 der Drehlagerung (26; 48; 67; 80, 81) etwa dem Radius der Anschlußelemente (3, 25; 43, 47; 64, 66; 76, 77) entspricht.
4. Anordnung nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Drehlagerung  
30 (26; 48; 67; 80, 81) mit einem oder mehreren Vierpunkt- und oder Schrägwälzlager(n) mit einer dem Umfang der Drehlagerung (26; 48; 67; 80, 81) entsprechenden maximalen Anzahl von Wälzelementen ausgebildet ist.

5. Anordnung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Antrieb (7; 62) als hydraulisch-mechanischer oder elektrisch-mechanischer Energiewandler ausgebildet ist.
- 5 6. Anordnung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen dem Antriebs-Energiewandler (7; 62) und dessen Energiequelle ein Energiestöße abhaltendes Element, insbesondere ein Schockventil angeordnet ist.
- 10 7. Anordnung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Getriebe (5, 6; 40, 44; 82, 85) ein ringförmiges Element mit einer Verzahnung (5; 82) aufweist.
8. Anordnung nach Anspruch 7, gekennzeichnet durch ein oder mehrere, mit dem Zahnkranz (5; 82) kämmende Ritzel (6) und/oder Schnecken (85).
- 15 9. Anordnung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Überlastungssicherung zwei Rotationsteile (2, 3) umfaßt mit jeweils einer von zwei aneinandergrenzenden oder geringfügig voneinander beabstandeten Rotationsflächen (8, 9), die jeweils eine oder mehrere, über ihren Umfang verteilt angeordnete, miteinander korrespondierende Vertiefungen (14, 17) aufweisen, und wobei pro Vertiefungspaar (14, 17) jeweils ein etwa lotrecht zu den betreffenden Rotationsflächen verschiebbares Verriegelungselement (11) vorgesehen ist, das durch ein Federelement (15) in eine verriegelnde Position gedrückt wird.
- 20 10. Anordnung nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß das Verriegelungselement (11) an seiner dem Druckfederelement (15) gegenüberliegenden Vorderseite eine konvex gewölbte oder abgeschrägte Fläche aufweist, insbesondere durch ein Kugelelement (11) gebildet ist.
- 25 11. Anordnung nach Anspruch 9 oder 10, dadurch gekennzeichnet, daß die dem Federelement (15) gegenüberliegende Vertiefung (14) etwa die Gestalt einer konkaven oder kegeligen Einsenkung aufweist.
- 30

12. Anordnung nach Anspruch 10 in Verbindung mit Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß der Krümmungsradius der konkaven Einsenkung (14) in Umfangsrichtung der betreffenden Rotationsfläche etwa 2 bis 10 mal, vorzugsweise etwa 4 bis 6 mal so groß ist wie der Krümmungsradius des Kugelelements (11).
13. Anordnung nach einem der Ansprüche 9 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß die Rotationsfläche(n) (8, 9) entlang von kegel- oder zylindermantelförmigen und/oder -stirnseitigen Flächen verlaufen.
14. Anordnung nach einem der Ansprüche 9 bis 13, dadurch gekennzeichnet, daß die Ausnehmungen (17) in dem die Druckfedern (15) aufnehmenden Teil (3) der Überlastsicherung bis zu dessen der Rotationsfläche (8) des anderen Teils (2) gegenüberliegenden Berandungsfläche (18) durchgehend ausgebildet sind.
15. Anordnung nach einem der Ansprüche 9 bis 14, dadurch gekennzeichnet, daß das Federelement (15) aus einer oder mehreren Tellerfedern (20) gebildet ist.
16. Anordnung nach einem der Ansprüche 9 bis 15, dadurch gekennzeichnet, daß in die das Federelement (15) aufnehmende Ausnehmung (17) eine Buchse (16) eingesetzt, insbesondere eingeschraubt ist, in der das Verriegelungselement (11) und/oder das Federelement (15) gehalten ist.
17. Anordnung nach Anspruch 16, gekennzeichnet durch ein die Buchse (16) konterndes Element (21), das von der zugänglichen Seite her an dieselbe angesetzt ist.
18. Anordnung nach einem der Ansprüche 9 bis 17, gekennzeichnet durch einen von der zugänglichen Seite her, insbesondere durch oder in das Konterelement (21) eingesetzten Schmiernippel (23) pro Verriegelungselement (11).

19. Anordnung nach einem der Ansprüche 9 bis 18, dadurch gekennzeichnet, daß die rotationssymmetrischen, insbesondere kugelförmigen Verriegelungselemente (11) im gelösten, freilaufenden Zustand auf der gegenüberliegenden Rotationsfläche abrollen können.
20. Anordnung nach Anspruch 19, gekennzeichnet durch eine Läufrille (13) in der den Federelementen (15) gegenüberliegenden Rotationsfläche (8) für die als Wälzelemente dienenden Verriegelungskugeln (11).
21. Anordnung nach einem der Ansprüche 9 bis 20, dadurch gekennzeichnet, daß das die Druckfedern (15) aufnehmende Teil (3) als mit einem Anlagenteil zu verschraubendes Anschlußteil ausgebildet ist.
22. Anordnung nach Anspruch 21, dadurch gekennzeichnet, daß eine radial innen oder außen liegende Fläche des anderen Rotationsteils (2) der Überlastsicherung mit einem Zahnkranz (5; 82) als Teil des Getriebeelements versehen ist.

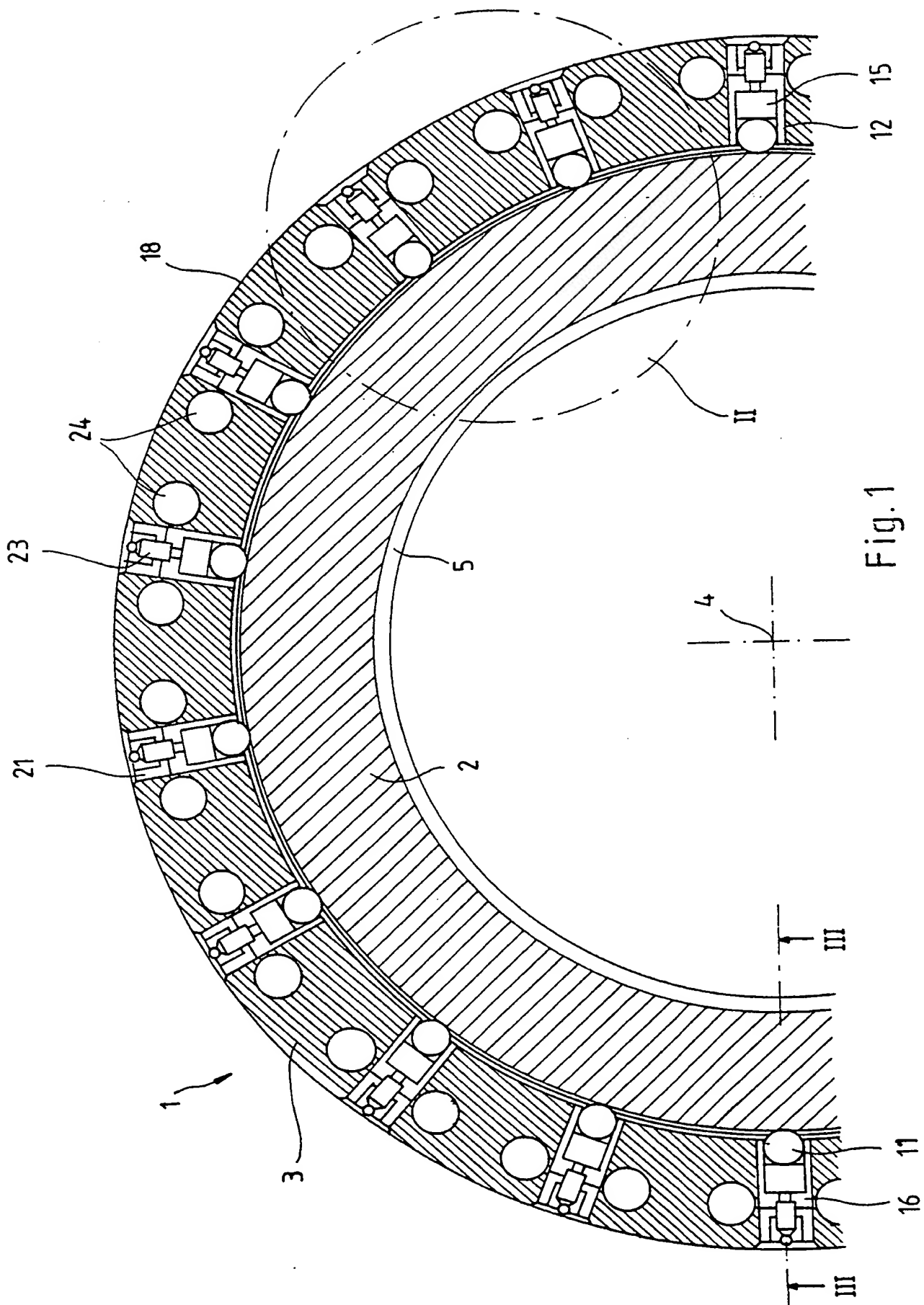


Fig. 1

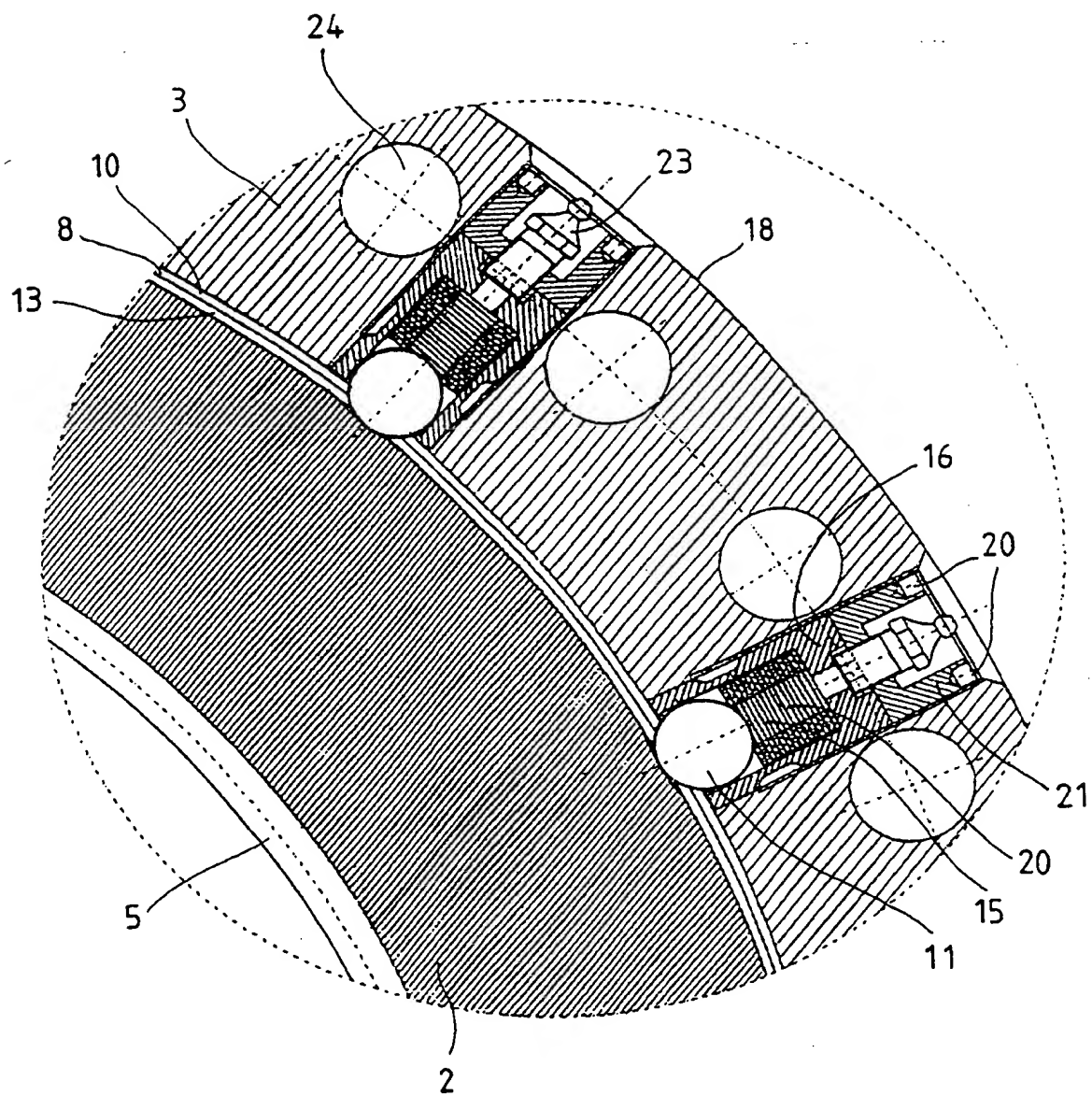
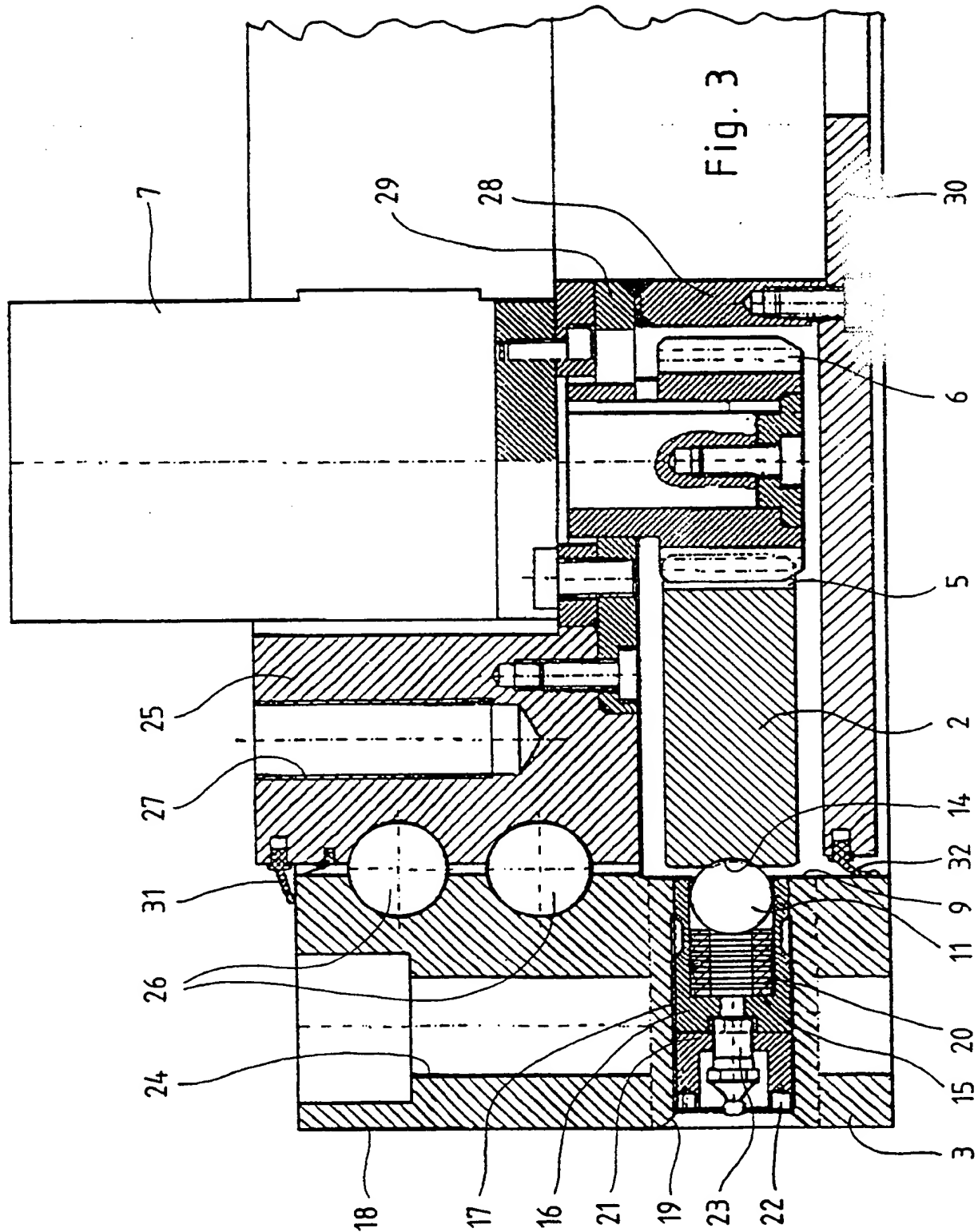
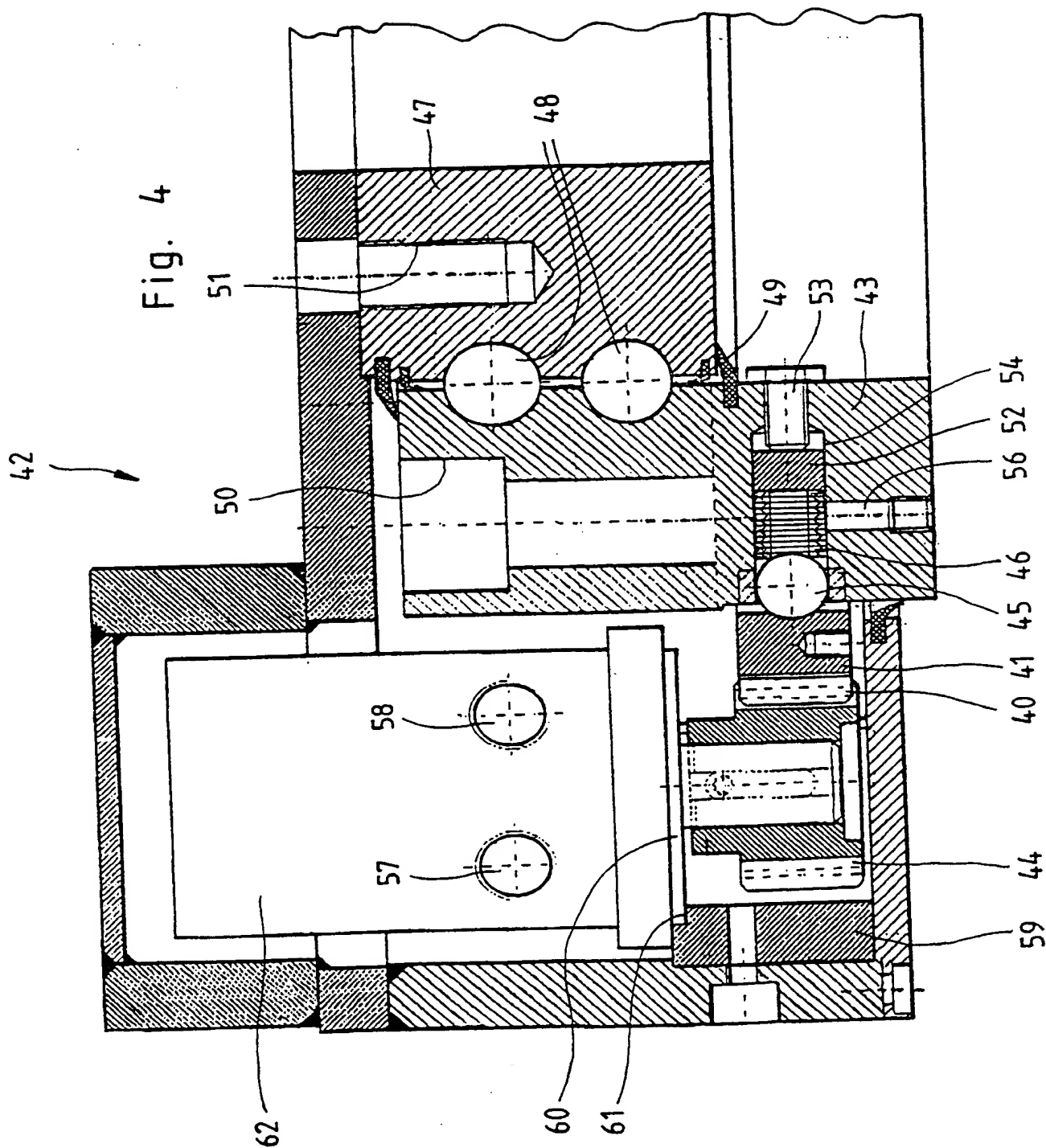


Fig. 2







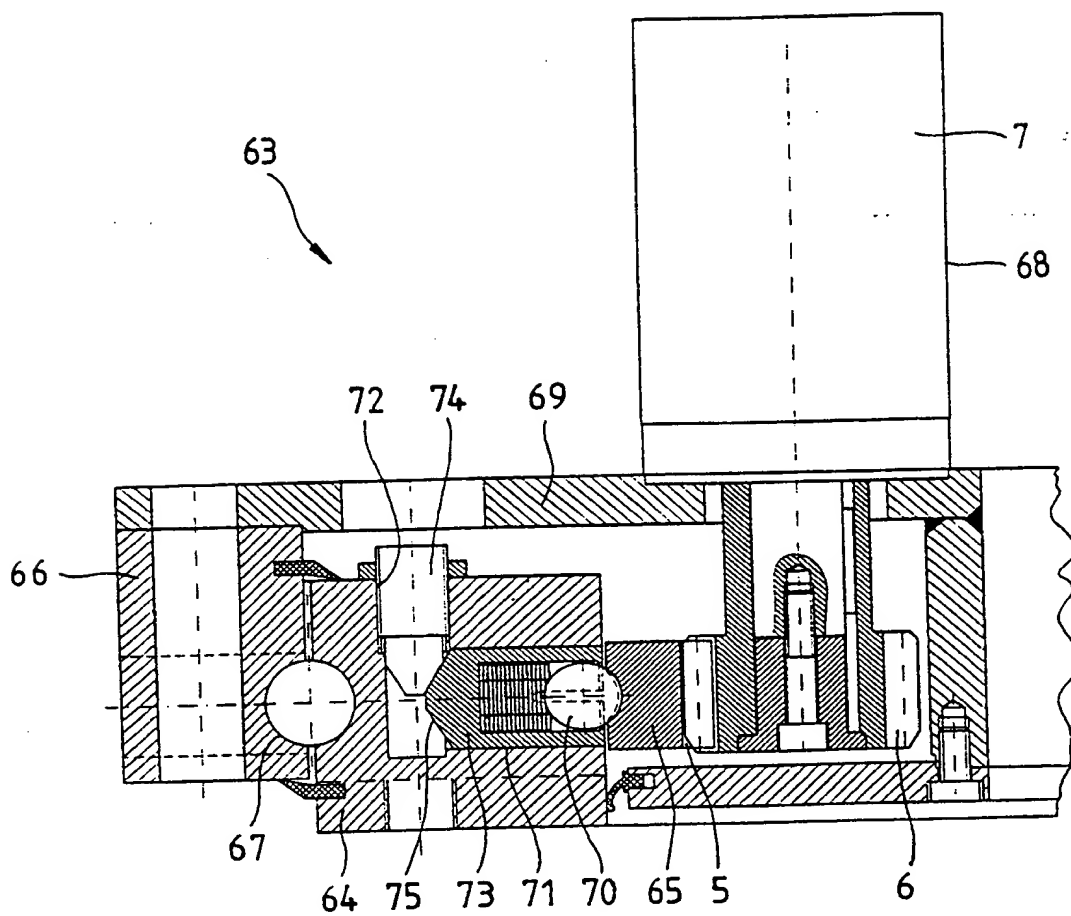


Fig. 5

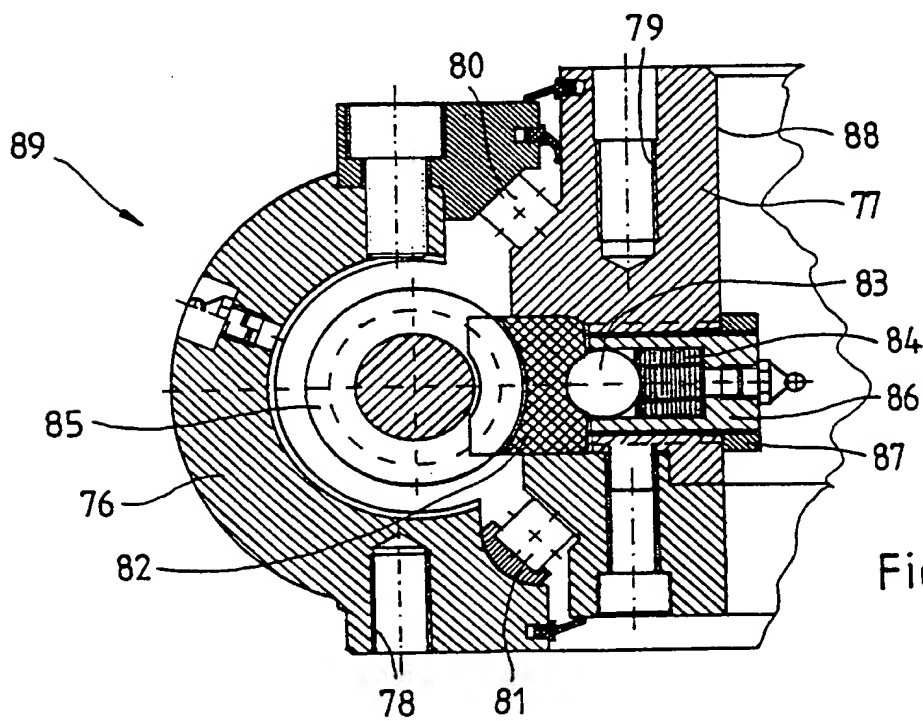


Fig. 6

# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No

PCT/EP 98/01823

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER  
IPC 6 F16D7/00 B66C23/84

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

IPC 6 F16D B66C

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	DE 35 00 945 A (VERPACKUNGSSYSTEME AG) 17 July 1986 see the whole document	1-4
X	CH 353 226 A (N.V. PHILIPS GLOEILAMPENFABRIEK) 15 May 1961 see page 2, line 57 - line 114; figures 5-7	1,2
Y		3-11, 13, 15, 21, 22
Y	EP 0 631 068 A (IMO IND MOMENTENLAGER STOLL &) 28 December 1994 cited in the application see figures 1-5	3,4,7,8
	--- -/--	

☒ Further documents are listed in the continuation of box-C.

☒ Patent family members are listed in annex.

### \* Special categories of cited documents:

- "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- "E" earlier document but published on or after the international filing date
- "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

- "T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
- "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
- "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.
- "&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

27 August 1998

Date of mailing of the international search report

09/09/1998

Name and mailing address of the ISA

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2  
NL - 2280 HV Rijswijk  
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,  
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Van Overbeeke, J

# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No

PCT/EP 98/01823

## C.(Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	EP 0 031 873 A (BENNINGER AG MASCHF) 15 July 1981 see page 7, line 16 - page 8, line 4; figures 1-3 ---	5,6
Y	DATABASE WPI Section PQ, Week 8448 16 January 1985 Derwent Publications Ltd., London, GB; Class Q63, AN 84-298883 XP002075706 & SU 1 032 241 A (VORON FORESTRY INST) , 30 July 1983 see abstract ---	9-11,13, 15,21,22
A	US 3 093 984 A (ANDREWS ET AL) 18 June 1963 see figures 1,2 ---	1,9-11, 13,14,19
A	DATABASE WPI Section PQ, Week 050 2 February 1983 Derwent Publications Ltd., London, GB; Class Q63, AN b1275 j XP002075707 & SU 901 681 A (ZABLOTSKII V M) , 5 February 1982 see abstract -----	9-11,13, 19,20

# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

I. International Application No

PCT/EP 98/01823

Patent document cited in search report		Publication date	Patent family member(s)	Publication date
DE 3500945	A	17-07-1986	NONE	
CH 353226	A		NONE	
EP 0631068	A	28-12-1994	DE 9311316 U AT 136347 T AU 678003 B AU 6474294 A CA 2127131 A CN 1101109 A DE 59400180 D DK 631068 T ES 2086978 T JP 7139594 A SI 631068 T	14-10-1993 15-04-1996 15-05-1997 22-12-1994 20-12-1994 05-04-1995 09-05-1996 19-08-1996 01-07-1996 30-05-1995 31-10-1997
EP 0031873	A	15-07-1981	CH 642725 A	30-04-1984
US 3093984	A	18-06-1963	NONE	

# INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

II. rationales Aktenzeichen

PCT/EP 98/01823

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES  
IPK 6 F16D7/00 B66C23/84

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPK) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPK

## B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)

IPK 6 F16D B66C

Recherchierte aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

## C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	DE 35 00 945 A (VERPACKUNGSSYSTEME AG) 17. Juli 1986 siehe das ganze Dokument	1-4
X	CH 353 226 A (N.V. PHILIPS GLOEILAMPENFABRIEK) 15. Mai 1961 siehe Seite 2, Zeile 57 - Zeile 114; Abbildungen 5-7	1,2
Y		3-11,13, 15,21,22
Y	EP 0 631 068 A (IMO IND MOMENTENLAGER STOLL &) 28. Dezember 1994 in der Anmeldung erwähnt siehe Abbildungen 1-5	3,4,7,8
	-/-	



Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen



Siehe Anhang Patentfamilie

\* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen:

"A" Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist

"E" älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist

"L" Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)

"O" Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht

"P" Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

"T" Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

"X" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderscher Tätigkeit beruhend betrachtet werden

"Y" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderscher Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist

"&" Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

27. August 1998

Absenddatum des internationalen Recherchenberichts

09/09/1998

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde

Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2  
NL - 2280 HV Rijswijk  
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,  
Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Van Overbeeke, J

## C.(Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie°	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
Y	EP 0 031 873 A (BENNINGER AG MASCHF) 15. Juli 1981 siehe Seite 7, Zeile 16 - Seite 8, Zeile 4; Abbildungen 1-3 ----	5,6
Y	DATABASE WPI Section PQ, Week 8448 16. Januar 1985 Derwent Publications Ltd., London, GB; Class Q63, AN 84-298883 XP002075706 & SU 1 032 241 A (VORON FORESTRY INST) , 30. Juli 1983 siehe Zusammenfassung ----	9-11,13, 15,21,22
A	US 3 093 984 A (ANDREWS ET AL) 18. Juni 1963 siehe Abbildungen 1,2 ----	1,9-11, 13,14,19
A	DATABASE WPI Section PQ, Week 050 2. Februar 1983 Derwent Publications Ltd., London, GB; Class Q63, AN b1275 j XP002075707 & SU 901 681 A (ZABLOTSKII V M) , 5. Februar 1982 siehe Zusammenfassung -----	9-11,13, 19,20

# INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

ationales Aktenzeichen

PCT/EP 98/01823

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument		Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie		Datum der Veröffentlichung
DE 3500945	A	17-07-1986	KEINE		
CH 353226	A		KEINE		
EP 0631068	A	28-12-1994	DE	9311316 U	14-10-1993
			AT	136347 T	15-04-1996
			AU	678003 B	15-05-1997
			AU	6474294 A	22-12-1994
			CA	2127131 A	20-12-1994
			CN	1101109 A	05-04-1995
			DE	59400180 D	09-05-1996
			DK	631068 T	19-08-1996
			ES	2086978 T	01-07-1996
			JP	7139594 A	30-05-1995
			SI	631068 T	31-10-1997
EP 0031873	A	15-07-1981	CH	642725 A	30-04-1984
US 3093984	A	18-06-1963	KEINE		